

51

Int. Cl. 2:

**F 16 H 41/06**

B 60 K 41/22

19 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

**DEUTSCHES PATENTAMT**



**DT 25 18 186 B 1**

11

# **Auslegeschrift 25 18 186**

21

Aktenzeichen: P 25 18 186.6-12

22

Anmeldetag: 24. 4. 75

43

Offenlegungstag: —

44

Bekanntmachungstag: 28. 10. 76

30

Unionspriorität:

32 33 31 —

54

**Bezeichnung:** Hydrodynamisch-mechanischer Fahrzeugantrieb

71

**Anmelder:** Voith Getriebe KG, 7920 Heidenheim

72

**Erfinder:** Nitsche, Martin, 7921 Gerstetten; Weinrich, Hellmut, 7923 Königsbronn;  
Mühlberger, Uwe, 7920 Heidenheim

55

**Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:**

DT-PS 6 89 768

US 29 56 449

DT-PS 4 49 007

Voith: Hydrodynamische Getriebe,

DT-AS 22 22 351

Kupplungen, Bremsen, Mainz 1970, S. 114-122

DT-AS 21 32 144

Sonderdruck aus Automobilindustrie:

DT-AS 17 00 160

Voith-Druck G555/5.67-200, H. 2, 1967, S. 87-92

DT-OS 20 21 543

**ORIGINAL INSPECTED**

⊕ 10.76 609 544/306

## Patentansprüche:

1. Hydrodynamisch-mechanischer Fahrzeugantrieb mit einer wahlweise auch im Schlupfbetrieb einsetzbaren Eingangs-Reibungskupplung (20), deren Primärteil (21) mit einer Antriebsmaschine und deren Sekundärteil (25) mit dem Pumpenrad (31) eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers (30) verbunden ist, dessen Turbinenrad (37) über ein 10 Wendegetriebe (40) an eine Abtriebswelle (45) kuppelbar ist, wobei im Wendegetriebe zum Einrücken eines Vorwärts- oder eines Rückwärtsganges ein- und ausschaltbare Reibungsvorrichtungen (Kupplung 43, Bremse 47) vorgesehen sind, 15 sowie mit einer Steuervorrichtung, die auf einen Bremsbefehl das Umschalten des Wendegetriebes bewirkt (um den Wandler in den Gegenbremsbereich zu überführen) und das Verstellen der Eingangs-Reibungskupplung in den Schlupfbetrieb auslöst, dadurch gekennzeichnet, daß der hydrodynamische Drehmomentwandler (30) für den Traktionsbetrieb als Gegenlaufwandler ausgebildet ist, bei dem ein Umkehr-Leitschaukelkranz (34) — für den vom Pumpenrad (31) erzeugten Drall — in 25 Strömungsrichtung zwischen dem Pumpenrad (31) und dem (im Traktionsbetrieb) gegenläufigen Turbinenrad (37) angeordnet ist, und bei dem das Turbinenrad (37) im Eintrittsbereich des Pumpenrades (31) angeordnet und im wesentlichen axial 30 durchströmt ist.

2. Fahrzeugantrieb nach Anspruch 1, dessen Eingangskupplung (20) durch ein Druckmittel betätigbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß ein 35 Druckventil (64) vorgesehen ist zum Einstellen zweier unterschiedlicher Druckbereiche im Druckmittel zur Betätigung der Eingangskupplung (20), nämlich eines »Traktionsdruckbereiches« und eines den Schlupfbetrieb der Eingangskupplung bewirkenden »Bremsdruckbereiches«, und daß das Druck- 40 ventil (64) in Leitungsverbindung steht mit einem den Bremsbefehl meldenden Signalgeber (z. B. Wendeschieber 58), der auf einen Bremsbefehl wenigstens mittelbar ein das Umschalten des Druckventils in den Bremsdruckbereich auslösendes 45 Signal abgibt.

3. Fahrzeugantrieb nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß als Signal, welches das Umschalten des Druckventils (64) in den Bremsdruckbereich auslöst, ein Druckabfall benutzt wird, der sich 50 beim Umschalten des Wendegetriebes (40) in den zu den Reibungsvorrichtungen (43, 47) des Wendegetriebes führenden Druckmittelleitungen (55-57, 81) ergibt, und daß ein das Rückwärtsdrehen des Wandler-turbinenrades (37) erfassender Drehrichtungsgeber (z. B. Meßpumpe 75) vorgesehen ist, der — solange ein Rückwärtsdrehen vorhanden ist — das Einstellen des Bremsdruckbereiches aufrechterhält. 55

4. Hydrodynamisch-mechanischer Fahrzeugantrieb mit einer wahlweise auch im Schlupfbetrieb einsetzbaren Eingangs-Reibungskupplung (20), deren Primärteil (21) mit einer Antriebsmaschine und deren Sekundärteil (25) mit dem Pumpenrad (31) eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers (30) 60 verbunden ist, dessen Turbinenrad (37) über ein Wendegetriebe (40) an eine Abtriebswelle (45) kuppelbar ist, wobei im Wendegetriebe zum

Einrücken eines Vorwärts- oder eines Rückwärtsganges ein- und ausschaltbare Reibungsvorrichtungen (Kupplung 43, Bremse 47) vorgesehen sind, sowie mit einer Steuervorrichtung, die auf einen Bremsbefehl das Umschalten des Wendegetriebes bewirkt (an den Wandler in das Gegenbremsbereich zu überführen) und das Verstellen der Eingangs-Reibungskupplung in den Schlupfbetrieb auslöst, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine Regeleinrichtung (94) vorgesehen ist zum wenigstens angenäherten Konstanthalten des hydrodynamischen Bremsmomentes durch Verstellen des Schlupfes der Eingangskupplung (20), wobei in der Regeleinrichtung als Meßgröße (Regelgröße) die vom Wandlerpumpenrad (31) in der Arbeitsflüssigkeit des Wandlers (30) erzeugte Druckdifferenz oder eine von dieser Druckdifferenz abhängige Größe verwendet und mit einer willkürlich einstellbaren Führungsgröße (Sollwert) verglichen wird.

5. Fahrzeugantrieb nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die genannte Regeleinrichtung als ein Druckventil (94) ausgebildet ist mit zwei Kolbenstirnflächen, von denen jede durch eine Kraft beaufschlagbar ist, wobei die eine Kraft mit der Regelgröße, nämlich mit der genannten Druckdifferenz (Druck in Leitung 95, 96) und die andere Kraft mit dem Sollwert, d. h. mit dem gewünschten Bremsmoment zunimmt.

6. Fahrzeugantrieb nach den Ansprüchen 2 und 5 oder 3 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Sollwert der Ausgangsdruck des zum Einstellen zweier unterschiedlicher Druckbereiche dienenden Druckventils (64) verwendet ist.

7. Fahrzeugantrieb nach Anspruch 4, gekennzeichnet durch eine Schalteinrichtung (98), die — zwecks Unwirksammachens der Regeleinrichtung (94) während des Traktionsbetriebes — geeignet ist zum Unterbrechen der die Regelgröße zur Regeleinrichtung (94) führenden Leitung (95, 96 bzw. 95, 95a, 96a, 96). 96).

8. Fahrzeugantrieb nach den Ansprüchen 2 und 7 oder 3 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß das zum Einstellen zweier Druckbereiche dienende Druckventil (64) und die Schalteinrichtung (98) derart miteinander gekoppelt sind, daß das Unterbrechen der Leitung (95, 96 bzw. 95, 95a, 96a, 96) gleichzeitig mit dem Umschalten des Druckventils (64) in den Traktionsdruckbereich — und umgekehrt — erfolgt.

9. Fahrzeugantrieb nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die die Regelgröße zur Regeleinrichtung (94) zuführende Leitung (95, 96 bzw. 95, 95a, 96a, 96) eine die Schalteinrichtung (98) umgehende Zweigleitung (100, 101) mit einer zweiten Schalteinrichtung (102) aufweist, die — zwecks Wirksammachens der Regeleinrichtung während des Traktionsbetriebes — geeignet ist, um auf einen Befehl zum »Inchen« die Zweigleitung (100, 101) zu öffnen, und daß das zum Einstellen zweier Druckbereiche dienende Druckventil (64) zusätzlich durch einen den »Inch«-Betrieb auslösenden und steuernden Bedienungshebel (Kupplungspedal 67) verstellbar ist.

10. Fahrzeugantrieb nach einem der Ansprüche 4 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß in die die Regelgröße in Form eines Hydraulik-Druckes der Regeleinrichtung (94) zuführende Leitung (95, 95a) ein Druckgefälle-Ventil (105) eingebaut ist.

11. Fahrzeugantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Eingangskupplung (20) und dem Wandlerpumpenrad (31) ein die Eingangsleistung auf zwei Zweige verteilendes Differentialgetriebe (26) vorgesehen ist, wobei der eine Zweig durch den Drehmomentwandler (30) geführt und der andere als rein mechanische Kraftübertragung (Welle 27) ausgebildet ist, beide Zweige hinter dem Drehmomentwandler (30) wieder zusammengeführt sind und das Wandlerpumpenrad (31) in einem oberen Fahrgeschwindigkeitsbereich mittels einer »Pumpenbremse« (35, 36) festsetzbar ist.

12. Fahrzeugantrieb nach Anspruch 11, gekennzeichnet durch eine derartige Ausbildung der Steuereinrichtung (58, 80 bis 85), daß sie beim Umschalten auf hydrodynamischen Bremsbetrieb ein das Ausrücken der Pumpenbremse (35, 36) auslösendes Steuersignal (z. B. Druckabfall in Leitung 83) abgibt und daß ein Drehrichtungsgeber (z. B. Meßpumpe 75) vorgesehen ist, der — solange das Wandlerturbinenrad (37) rückwärts rotiert — den ausgerückten Zustand der Pumpenbremse aufrechterhält.

13. Fahrzeugantrieb nach den Ansprüchen 3 und 12, dadurch gekennzeichnet, daß zum Umschalten des Druckventils (64) vom Traktionsdruckbereich in den Bremsdruckbereich und zurück und zum Ausrücken der Pumpenbremse (35, 36) während des hydrodynamischen Bremsbetriebes derselbe Signalgeber (58, 80 bis 85) und derselbe Drehrichtungsgeber (75) verwendet sind.

Die Erfindung betrifft einen hydrodynamisch-mechanischen Fahrzeugantrieb nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Bei einem bekannten Fahrzeugantrieb dieser Art (DT-AS 17 00 160, Fig. 3) ist der hydrodynamische Drehmomentwandler als sogenannter Trilokwandler ausgebildet, d. h. er besitzt neben dem Pumpenrad ein im wesentlichen zentripetal durchströmtes Turbinenrad und einen im radial inneren Bereich des Wandlerarbeitsraumes angeordneten und axial durchströmten Leitschaufelkranz. Da hier das Pumpen- und das Turbinenrad beim Traktionsbetrieb im gleichen Drehsinn umlaufen, handelt es sich um einen Gleichlauf-Wandler. Benutzt man einen derartigen Wandler durch Umschalten des Wendegetriebes (wodurch das Turbinenrad entgegen seiner normalen Drehrichtung umläuft) und unter Einstellen eines bestimmten Schlupfes der Eingangskupplung zum hydrodynamischen Bremsen, so ist hierbei die Eingangskupplung außerordentlich hoch belastet. Bei einem solchen Gleichlauf-Wandler ist nämlich in dem sogenannten Gegenbremsbereich das spezifische Pumpenmoment sehr hoch. Außerdem ist auch das spezifische Turbinenmoment in weiten Teilen des Gegenbremsbereiches viel höher als es im allgemeinen notwendig und erwünscht ist, so daß beim hydrodynamischen Bremsen die betreffende Reibungskupplung des Wendegetriebes mit großem Schlupf arbeiten und hierbei eine hohe Reibleistung in der Kupplung anfällt. Es sind daher im Wendegetriebe Reibungskupplungen für sehr hohe Leistung und mit aufwendigen Kühleinrichtungen erforderlich. Erschwerend kommt noch hinzu, daß in einem Teilbereich des Gegenbremsbereiches (d. h. bei bestimmten Werten des

Drehzahlverhältnisses  $n_T/n_P$  zwischen Turbinen- und Pumpenrad) das spezifische Turbinenmoment starken Schwankungen unterliegt oder gar unstetig verläuft.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, den im Oberbegriff des Anspruchs 1 beschriebenen Fahrzeugantrieb derart weiterzubilden, daß beim hydrodynamischen Bremsbetrieb unter Einstellung eines Schlupfes in der Eingangskupplung sowohl die Eingangskupplung selbst als auch die Reibungskupplungen des Wendegetriebes möglichst gering belastet sind.

Diese Aufgabe wird gemäß dem kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 durch die Verwendung eines Gegenlaufwandlers gelöst, dessen Leitschaufelkranz in Strömungsrichtung zwischen dem Pumpen- und dem Turbinenrad angeordnet und dessen im Bereich der Eintrittsseite des Pumpenrades angeordnetes Turbinenrad im wesentlichen in axialer Richtung durchströmt ist. In einem solchen Wandler laufen das Pumpen- und das Turbinenrad beim Traktionsbetrieb im entgegengesetzten Drehsinn um, im »Gegenbremsbereich« dagegen gleichsinnig.

Aus der DT-PS 20 21 543 ist zwar schon ein Fahrzeugantrieb bekannt, bei dem ein solcher Gegenlaufwandler wahlweise für die Traktion oder zum hydrodynamischen Bremsen benutzt wird. Es ist auch schon bekannt (ATZ 1973, S. 442 bis 447), einen solchen Fahrzeugantrieb mit einer Eingangskupplung zu versehen. Jedoch findet bei diesen bekannten Fahrzeugantrieben das hydrodynamische Bremsen stets nur dann statt, wenn das Wandler-Pumpenrad mittels einer »Pumpenbremse« festgesetzt ist. Dadurch fällt das vom Turbinenrad aufgenommene hydrodynamische Bremsmoment naturgemäß bei kleiner werdender Turbinen-Drehzahl stark ab. Es ist daher, wie bei einer normalen Strömungsbremse, nicht möglich, das Fahrzeug allein durch hydrodynamisches Bremsen wenigstens annähernd zum Stillstand zu bringen. Im höheren Turbinendrehzahlbereich muß dort das Bremsmoment durch Verändern des Wandlerfüllungsgrades auf den jeweils gewünschten Wert eingestellt werden.

Von diesem bekannten Fahrzeugantrieb unterscheidet sich der erfindungsgemäße zunächst vor allem dadurch, daß das Pumpenrad des Gegenlaufwandlers während des hydrodynamischen Bremsens nicht stillsteht, sondern mit einer einstellbaren Drehzahl umläuft. Es wurde nämlich als besonders vorteilhaft erkannt, daß bei einem solchen Gegenlaufwandler das spezifische Pumpenmoment im hydrodynamischen Bremsbetrieb, bei dem Pumpe und Turbine gleichsinnig umlaufen, in dem praktisch brauchbaren Bereich des Verhältnisses  $n_T/n_P$  bei sehr niedrigen Werten liegt. Versuche mit dem genannten Wandler haben überraschend gezeigt, daß das spezifische Pumpenmoment beim hydrodynamischen Bremsen, mit von Null aus ansteigendem Drehzahlverhältnis  $n_T/n_P$  zunächst abnimmt, in dem für das Bremsen wichtigsten Bereich von  $n_T/n_P$  nahezu gleichbleibend in der Nähe des Wertes Null liegt und danach nur allmählich wieder ansteigt. Die Erfinder haben erkannt, daß diese Wandlercharakteristik in besonders vorteilhafter Weise für das hydrodynamische Bremsen mit umlaufendem Pumpenrad, wobei dessen Drehzahl vom Schlupf einer Eingangskupplung abhängt, ausgenutzt werden kann. Durch diese Wandlercharakteristik ist nämlich die Eingangskupplung bei der genannten Art des hydrodynamischen Bremsens nur sehr gering belastet; sie kann ohne weiteres über längere Zeit mit beliebigem Schlupf betrieben werden. Dadurch kann sie durch eine Änderung des Schlupfes

zum Einstellen beliebiger Pumpendrehzahlen und somit unterschiedlicher Turbinenmomente, d. h. unterschiedlicher hydrodynamischer Bremsmomente verwendet werden.

Die Erfindung macht es sich ferner zunutze, daß in dem zum hydrodynamischen Bremsen praktisch brauchbaren Bereich des Drehzahl-Verhältnisses  $n_T/n_P$  das spezifische Turbinenmoment keine allzu großen Veränderungen erfährt; dies erleichtert das Erreichen eines stetigen Bremsbetriebes. Außerdem wurde festgestellt, daß die Höhe des Turbinenmomentes beim Bremsbetrieb im Verhältnis zum Turbinenmoment beim Traktionsbetrieb sehr günstige Werte annimmt. Aus all den genannten Umständen ergibt sich, daß einerseits Einrichtungen zum Verändern des Wandlerfüllungsgrades nicht erforderlich sind und daß andererseits die Reibungsvorrichtungen des Wendegetriebes beim hydrodynamischen Bremsbetrieb ohne Schlupf arbeiten können, so wie dies beim Traktionsbetrieb von vornherein selbstverständlich der Fall ist.

Der erfindungsgemäße Fahrzeugantrieb unterscheidet sich auch wesentlich von den Gegenständen der folgenden Druckschriften: DT-AS 22 22 351, US-PS 29 56 449 und DT-PS 6 89 768.

Aus der DT-AS 22 22 351 ist ein hydrodynamischer Drehmomentwandler bekannt, der auch zum Bremsen benutzbar ist. Dort muß aber zum Umschalten in den Bremsbetrieb das Wandlerpumpenrad von der Eingangswelle abgekuppelt und am Gehäuse festgebremst werden.

Bei dem ebenfalls zum Bremsen benutzbaren hydrodynamischen Drehmomentwandler gemäß US-PS 29 56 449 wird zum Umschalten in den Bremsbetrieb das Turbinenrad von der Ausgangswelle abgekuppelt und am Gehäuse festgebremst, während das Pumpenrad als Bremsmotor an die Ausgangswelle angekuppelt wird.

Aus der DT-PS 6 89 768 sind ebenfalls hydrodynamische, zum Bremsen von Fahrzeugen verwendbare Drehmomentwandler bekannt, die dort jedoch ausschließlich zum Bremsen und nicht auch zum Übertragen von Traktionsleistung vorgesehen sind. Eine dem Wandlerpumpenrad vorgeschaltete Eingangskupplung, die — wie bei dem erfindungsgemäßen Fahrzeugantrieb — während des hydrodynamischen Bremsbetriebes zum Einstellen verschiedener Pumpendrehzahlen und somit unterschiedlicher Bremsmomente verwendet werden könnte, fehlt bei diesen bekannten Wandlern. Vielmehr muß dort das Einstellen des Bremsmomentes durch Variieren des Wandlerfüllungsgrades vorgenommen werden. Einer jener bekannten Wandler (Abb. 2) besitzt einen dem Pumpenrad nachgeschalteten Leitschaufelkranz und ein diesem nachfolgendes Turbinenrad. Dieses ist dort aber nicht im Eintrittsbereich des Pumpenrades, sondern auf der dem Pumpenrad gegenüberliegenden Seite des Arbeitsraumes angeordnet; es ist radial durchströmt, und zwar entweder zentrifugal oder zentripetal. Dies hat zur Folge, daß das erzeugte Bremsmoment mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit stark schwankt (Abb. 1). Deshalb sind in der DT-PS 6 89 768 andere Wandlerbauarten für den Bremsbetrieb vorgeschlagen, um einen mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit stetig ansteigenden Bremsmoment-Verlauf zu erzielen (Abb. 3). Der eine dieser Wandler weist ein dem Pumpenrad unmittelbar nachgeschaltetes und im wesentlichen zentrifugal durchströmtes Turbinenrad auf; auf das der Leitschaufelkranz folgt (Abb. 4). Der andere Wand-

ler weist einen ersten, dem Pumpenrad unmittelbar folgenden Umkehr-Leitschaufelkranz, ein nachfolgendes radial außenliegendes und axial durchströmtes Turbinenrad sowie einen nachfolgenden zweiten Leitschaufelkranz auf (Abb. 5). Mit diesen Konstruktionen soll erreicht werden, daß beim hydrodynamischen Bremsen die Pumpwirkung des Turbinenrades der normalen Strömungsrichtung gleichgerichtet ist, damit nicht — wie bei dem Wandler gemäß Abb. 1 und 2 — die umlaufende Strömung mit steigender negativer Turbinendrehzahl verlangsamt und schließlich umgekehrt wird.

Im Gegensatz hierzu liegt der Erfindung die Erkenntnis zugrunde, daß bei dem in Anspruch 1 angegebenen Drehmomentwandler gerade durch die während des Bremsbetriebes der normalen Strömungsrichtung entgegengerichtete Pumpwirkung des Turbinenrades ein besonders günstiger Effekt erzielt werden kann. Man erreicht nämlich hierdurch, daß — wie oben schon erwähnt — das spezifische Pumpenmoment in einem weiten Bereich sehr niedrige Werte annimmt. Dies wird erfindungsgemäß zum Einstellen des Bremsmomentes mittels Änderung des Schlupfes in der Eingangskupplung benutzt.

Durch die in den Ansprüchen 2 und 3 angegebenen weiteren Gedanken der Erfindung kann ein rasches und selbsttätiges Umschalten der Eingangskupplung auf Schlupfbetrieb beim Übergang auf hydrodynamisches Bremsen bewirkt werden, so daß die Bedienung des Fahrzeuges erleichtert ist.

Bei gewissen Fahrzeugtypen, insbesondere bei Straßenfahrzeugen, kann es ausreichen, die Steuereinrichtung des Fahrzeugantriebes derart auszubilden, daß der Fahrzeugführer durch Betätigen des Bremspedals das Umschalten auf hydrodynamischen Bremsbetrieb auslösen und zugleich die Höhe des Schlupfes der Eingangskupplung entsprechend dem jeweils gewünschten Bremsmoment einstellen kann. Es versteht sich, daß die Motordrehzahl hierbei stets auf einen festen Wert, z. B. auf die Leerlaufdrehzahl, eingestellt werden muß; denn die Drehzahl des Wandlerpumpenrades (und somit das hydrodynamische Bremsmoment) hängt im allgemeinen bei rutschender Eingangskupplung auch von der Motordrehzahl ab, es sei denn man verwendet zur Betätigung der Eingangskupplung einen sehr aufwendigen doppeltwirkenden Hydraulikzylinder (Ziff. 353 der DT-AS 17 00 160, Fig. 3), durch den der Einfluß der Motordrehzahl ausgeschaltet werden kann.

Handelt es sich jedoch um ein Fahrzeug, dessen Fahrtrichtung häufig gewechselt werden muß, wie z. B. bei Hubstaplern, Planierraupen, Radladern od. dgl., so wird es zumeist erwünscht sein, das Umschalten auf den hydrodynamischen Bremsbetrieb durch Umlagen des Fahrtrichtungshebels auszulösen, damit beim Erreichen der Fahrgeschwindigkeit Null unmittelbar in der anderen Fahrtrichtung weitergefahren werden kann. Das Einstellen eines bestimmten Bremsmomentes, z. B. durch das Bremspedal, stößt hierbei auf Schwierigkeiten, und zwar einerseits dadurch, daß der Fahrzeugführer sein Augenmerk nicht nur auf den Fahantrieb, sondern zusätzlich und überwiegend auf das Steuern des jeweiligen Arbeitsgerätes lenken muß und andererseits dadurch, daß ein Bremsvorgang bis zum Erreichen des Stillstandes häufig nur wenige Sekunden dauert. In diesem kurzen Zeitraum ist es dem Fahrzeugführer nicht möglich, jedesmal das erforderliche Bremsmoment durch mehr oder weniger weites Niederdrücken eines Pedals einzustellen, zumal bei einem solchen

Fahrzeug der Motor auch das Arbeitsgerät antreiben muß und somit dessen Drehzahl keinesfalls bei jedem Bremsvorgang auf einen festen Wert eingestellt werden kann. Der Einfluß der Motordrehzahl auf das Bremsmoment könnte zwar durch Verwendung des schon erwähnten doppelwirkenden Hydraulikzylinders in der Eingangskupplung beseitigt werden. Abgesehen von den hohen Anschaffungskosten und dem großen Platzbedarf für einen solchen Doppelzylinder ist dieser jedoch nicht in der Lage, andere variable und das Bremsmoment ebenfalls beeinflussende Größen auszu-  
 schalten, wie z. B. den Reibwert der Reibflächen der Eingangskupplung oder die Viskosität der zur Schmierung und Kühlung der Reibflächen dienenden Flüssigkeit.

Nach einem weiteren wichtigen Gedanken der Erfindung wird daher, gemäß Anspruch 4, eine Regeleinrichtung vorgesehen, die durch Verstellen des Schlupfes der Eingangskupplung das hydrodynamische Bremsmoment auf einen wenigstens angenähert konstanten Wert regelt, wobei in der Regeleinrichtung als Meßgröße (Regelgröße) die vom Wandlerpumpenrad in der Arbeitsflüssigkeit erzeugte Druckdifferenz oder eine von dieser Druckdifferenz abhängige Größe verwendet und mit einer willkürlich einstellbaren Führungsgröße (Sollwert) verglichen wird.

Zwar ist eine ähnliche Regeleinrichtung schon aus der DT-PS 21 32 144 bekannt. Dort wird jedoch das bei dem sogenannten Inchen (Traktionsbetrieb mit Schlupf in der Eingangskupplung) vom Fahrzeugantrieb abgegebene Drehmoment geregelt, wobei also der hydrodynamische Drehmomentwandler in seinem normalen Betriebsbereich arbeitet, und zwar vorzugsweise bei sehr kleinen Turbinendrehzahlen. Es war nun keinesfalls ohne weiteres zu erwarten, daß im Gegenbremsbereich die vom Pumpenrad erzeugte drehzahlabhängige Druckdifferenz ebenfalls ein für die Praxis hinreichend genaues Maß für das Turbinenmoment sein würde, da doch hierbei das Turbinenrad umgekehrt umläuft, und zwar mit einer Drehzahl, die im gesamten vorgesehenen Drehzahlenbereich liegt, also zumindest zeitweise auch sehr hoch sein kann; jedenfalls herrschen im Gegenbremsbereich im Wandler ganz andere Strömungsverhältnisse als beim Inchen. Durch die Erfindung wird eine Regeleinrichtung für das hydrodynamische Bremsmoment geschaffen, die sich durch besondere Einfachheit auszeichnet, weil für das Gewinnen der Regelgröße nicht eine komplizierte Drehmoment-Meßeinrichtung erforderlich ist, sondern lediglich eine Druckdifferenz abgegriffen zu werden braucht.

In den meisten Fällen reicht es sogar aus, als Regelgröße allein den Flüssigkeitsdruck auf der Austrittsseite des Pumpenrades zu verwenden, weil man nämlich den Druck auf der Eintrittsseite des Pumpenrades ohne Schwierigkeiten durch ein Druckbegrenzungsventil konstant halten kann. Dadurch erübrigt es sich, die Differenz zwischen den Drücken zu beiden Seiten des Pumpenrades zu bilden. Das Verwenden der genannten Druckdifferenz bzw. des Pumpenaustrittsdruckes als Regelgröße wird dadurch noch erleichtert, daß der erfindungsgemäß verwendete Gegenlaufwandler stets eine feststehende Schale aufweist und somit Druckmeßleitungen ohne Schwierigkeiten an die Wandlerchale angeschlossen werden können.

Die vorbeschriebene Regeleinrichtung ist zwar in besonders vorteilhafter Weise im Zusammenhang mit dem erfindungsgemäßen Fahrzeugantrieb mit Gegenlaufwandler einsetzbar. Jedoch kann die Verwendung

einer solchen Regeleinrichtung durchaus auch im Zusammenhang mit einem Gleichlaufwandler in Betracht gezogen werden, und zwar wie zuvor erläutert, insbesondere dann, wenn der Wandler eine feststehende Schale aufweist.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen 5 bis 13 beschrieben. Die Erfindung ist an Hand der nachfolgenden Ausführungsbeispiele, die in der Zeichnung dargestellt sind, näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 das Schema eines Fahrzeugantriebs im Stillstand,

Fig. 2 das Schema nach Fig. 1, jedoch im Traktionsbetrieb,

Fig. 3 das Schema nach Fig. 1, jedoch im Zustand beim Umschalten vom Traktions- auf den hydrodynamischen Bremsbetrieb,

Fig. 4 das Schema nach Fig. 1, jedoch im hydrodynamischen Bremsbetrieb,

Fig. 5 das Schema eines gegenüber Fig. 1 abgewandelten Fahrzeugantriebs,

Fig. 6 einen Ausschnitt des Schemas nach Fig. 5 mit einer Zusatzeinrichtung für den Inchen-Betrieb,

Fig. 7 und 8 Längsschnitte durch ein zur Steuereinrichtung des Fahrzeugantriebs gehörendes Druckventil in verschiedenen Arbeitsstellungen.

Der in Fig. 1 dargestellte Fahrzeugantrieb umfaßt eine als Lamellenkupplung ausgebildete Eingangskupplung 20, einen gemäß der Erfindung als Gegenlaufwandler ausgebildeten hydrodynamischen Drehmomentwandler 30 und ein Wendegetriebe 40. Der Primärteil 21 der Eingangskupplung 20 umfaßt eine Antriebswelle 22, an die eine nicht dargestellte Antriebsmaschine kuppelbar ist, und einen einfach wirkenden Hydraulikzylinder 23 mit einem Ringkolben 24, der bei Beaufschlagen mit Druckmittel die Eingangskupplung 20 schließt. Der Sekundärteil 25 der Eingangskupplung 20 ist drehfest mit dem Pumpenrad 31 des Wandlers 30 verbunden. Dessen torusförmiger Arbeitsraum 32 wird im wesentlichen von einem feststehenden Gehäuse 33 gebildet. Der Wandler 30 umfaßt ferner einen Leitschaufelkranz 34, in dem der vom Pumpenrad in der Arbeitsflüssigkeit erzeugte Drall umgekehrt wird, einen Kernring 35 sowie ein beim Traktionsbetrieb relativ zum Pumpenrad 31 gegenläufiges Turbinenrad 37, das mit einer Eingangswelle 39 des Wendegetriebes 40 drehfest verbunden ist. Der Leitschaufelkranz 34 ist zentripetal durchströmt. Zusätzlich kann im radial äußeren Bereich des Arbeitsraumes 32 ein weiterer, axial durchströmter Leitschaufelkranz vorgesehen werden. Wichtig ist, daß der Leitschaufelkranz bzw. die Leitschaufelkränze in Strömungsrichtung stets zwischen dem Pumpenrad 31 und dem Turbinenrad 37 angeordnet sind. Das Turbinenrad 37 liegt stets in der Nähe der Eintrittsseite des Pumpenrades 31. Besonders günstig ist es, das Turbinenrad 37 derart im radial inneren Bereich des Arbeitsraumes 32 anzuordnen, daß es axial durchströmt ist.

Das Wendegetriebe 40 ist wie folgt ausgebildet: Es umfaßt einen Duoplanetensatz 41, dessen Planetenträger 42 einerseits mit der Eingangswelle 39 und andererseits mit dem Primärteil einer Lamellenkupplung 43 drehfest verbunden ist. Das Sonnenrad 44 ist mit der Abtriebswelle 45 und zugleich mit dem Sekundärteil der Lamellenkupplung 43 drehfest verbunden. Das Hohlrad 46 kann mittels einer Lamellenbremse 47 stillgesetzt werden.

Die Steuereinrichtung für den Fahrzeugantrieb ist als

eine rein hydraulische Steuerung ausgebildet; sie könnte jedoch ohne weiteres auch als eine elektrohydraulische Steuerung ausgeführt sein. Die dargestellte rein hydraulische Steuerung umfaßt die folgenden Teile: Eine Arbeitsmittelpumpe 50, angetrieben durch die Antriebswelle 22, eine Druckleitung 51, in welcher der Druck durch ein Druckbegrenzungsventil 52 konstant gehalten wird; ausgehend von der Druckleitung 51 eine Wandlerfülleitung 53 mit einer Drossel 54, Leitungen 55, 56 und 57 mit einem zum Umsteuern des Wendegetriebes dienenden Steuerventil 58, das drei Stellungen Leerlauf 0, Vorwärts V und Rückwärts R einnehmen kann. In der Leitung 55 ist eine Drossel 55a angeordnet. Ferner sind zur Steuerung der Eingangskupplung 20 Leitungen 60, 61 und 62 mit einem Vorsteuerventil 63 und mit einem Druckreduzierventil 64 vorgesehen. Das letztere steuert seinen Ausgangsdruck in der Leitung 62 bei gleichem oder höherem Eingangsdruck in der Leitung 61 in Abhängigkeit von den Federkräften der Federn 65 und 66. Die Kraft der Feder 65 ist durch ein Kupplungspedal 67 verstellbar, und zwar in der Weise, daß ein Niederdrücken des Pedals 67 ein Ansteigen der Federkraft bewirkt, wodurch ein Verschieben des Ventilkörpers 64 in der Zeichnung nach rechts, demgemäß ein Absinken des Druckes in der Leitung 62 und somit ein Öffnen der Eingangskupplung 20 bewirkt wird. Die Kraft der Feder 66 kann durch den Kolben 68 eines Hilfszylinders 69 verstellt werden. In der Stellung des Kolbens 68 gemäß Fig. 1 ist die Federkraft verhältnismäßig gering; das Druckventil 64 arbeitet im sogenannten Bremsdruckbereich. Ein Verschieben des Kolbens 68 in der Zeichnung nach links bewirkt ein Erhöhen der Federkraft und dadurch ein Verschieben des Ventilkörpers 64 in Richtung »Öffnen« und somit ein Erhöhen des Druckes in der Leitung 62; das Druckventil 64 arbeitet nunmehr im sogenannten Traktionsdruckbereich. Die Lage des Hilfszylinders 69 und damit die in der Zeichnung rechte Endlage des Kolbens 68 wird durch einen mittels einer Schraube 70 verstellbaren Anschlag 71 bestimmt. Das Verschieben des Kolbens 68 erfolgt durch Druckmittel, das über eine Leitung 72, 73 und ein Steuerventil 74 zugeführt wird.

Von der Eingangswelle 39 des Wendegetriebes 40, die zugleich die Turbinenwelle des Wandlers 30 ist, wird eine Meßpumpe 75 für zwei Förderrichtungen angetrieben. Die beiden Anschlüsse der Meßpumpe 75 sind über ein Rückschlagventil 76 miteinander verbunden, so daß die Meßpumpe nur in der einen Antriebsdrehrichtung in einer Steuerleitung 77 einen Druck erzeugt. Die Anordnung ist derart getroffen, daß Druck in der Leitung 77 nur dann herrscht, wenn sich die Welle 39 rückwärts dreht; dies ist, wie später erläutert wird, nur während des hydrodynamischen Bremsens der Fall.

Die beiden zur Betätigung des Wendegetriebes 40 dienenden Druckmittelleitungen 56 und 57 sind über ein Doppelschlagventil 80 mit einer Leitung 81 verbunden, in der somit Druck vorhanden ist, wenn eine der beiden Reibungsvorrichtungen (die Lamellenkupplung 43 oder die Lamellenbremse 47) mit Druckmittel beaufschlagt ist. Die Leitung 81 ist über eine Drossel 82 mit einer Leitung 83 verbunden. An diese ist ein Speicher 84 angeschlossen, so daß ein Druckaufbau in der Leitung 81 einen zeitlich verzögerten Druckaufbau in der Leitung 83 zur Folge hat. Durch ein zur Drossel 82 parallelgeschaltetes Rückschlagventil 85 wird bei jedem Umsteuern des Steuerventils 58 ein rasches Entleeren des Speichers 84 bewirkt und damit ein zumindest vorübergehendes Absinken des Druckes in der Leitung

83. Wird das Steuerventil 58 auf Leerlauf 0 umgesteuert, entleert sich der Speicher 84 in den Sumpf 49 und der bisher in der Leitung 83 vorhandene Druck verschwindet. Wird dagegen das Steuerventil 58 unmittelbar von Vorwärts V auf Rückwärts R oder umgekehrt umgesteuert, so entleert sich der Speicher 84 in den Hydraulikzylinder der neu zu beaufschlagenden Reibungsvorrichtung 43 oder 47, wobei der Druck in der Leitung 83 kurzzeitig absinkt; danach füllt sich der Speicher 84 wieder und der Druck in der Leitung 83 steigt wieder an.

Beim Absinken des Druckes in der Leitung 83, z. B. während eines Umschaltvorganges, nimmt das Vorsteuerventil 63 die in Fig. 1 gezeigte Stellung ein. Hierdurch ist die Leitung 61, 62 entlastet und somit die Eingangskupplung 20 gelöst; gleichzeitig wird Druckmittel in eine Steuerleitung 86 zugeführt. Die Steuerleitungen 77 und 86 münden beide in ein Doppelschlagventil 87, dessen Ausgang 88 mit einer der Kolbenstirnflächen des Steuerventils 74 verbunden ist. Durch diese Anordnung wird bewirkt, daß das Steuerventil 74 in seine in der Zeichnung linke Stellung umgesteuert wird, wenn in der Steuerleitung 77 oder in der Steuerleitung 86 oder in beiden Steuerleitungen 77 und 86 Druck vorhanden ist.

Die Fig. 1 zeigt den Fahrzeugantrieb und alle Steuereinrichtungen im Ruhezustand; d. h. sämtliche Leitungen sind drucklos und die Ventile 63, 64, 74 sowie der Kolben 68 und der Kolben des Weichers 84 nehmen die durch die Kraft der jeweils zugeordneten Feder erzwingene Stellung ein. In den Fig. 2 bis 4 sind die jeweils unter vollem Druck stehenden Leitungen mit gegenüber Fig. 1 dickeren Linien dargestellt.

Die Fig. 2 zeigt den Fahrzeugantrieb im Zustand während des Traktionsbetriebes in Richtung vorwärts. Zunächst stehen unter Druck die Leitungen 51, 53, 55, 60 und 72. Durch das Umsteuern des Wendeschiebers 58 in die Stellung V herrscht auch Druck in der Leitung 57 (die Kupplung 43 ist eingerückt) und in den Leitungen 81 und 83, so daß das Steuerventil 63 nunmehr die in Fig. 2 gezeigte Stellung einnimmt. Dadurch sind die Leitungen 60 und 61 miteinander verbunden und die Steuerleitung 86 ist entlastet. Da die Wandler-Turbinenwelle 39 in der beim Traktionsbetrieb normalen Drehrichtung rotiert, ist auch die Steuerleitung 77 drucklos, so daß das Steuerventil 74 die Leitung 73 mit der Leitung 72 verbindet und demzufolge der Kolben 68 die Feder 66 stärker als in Fig. 1 vorspannt. Dadurch arbeitet das Druckventil 64, wie oben erläutert, im sogenannten Traktionsdruckbereich, d. h. der Druck in der Leitung 62 ist, sofern das Kupplungspedal 67 seine obere Stellung einnimmt, so hoch, daß die Eingangskupplung 20 mit Sicherheit ohne Schlupf arbeitet. Durch Niederdrücken des Kupplungspedals 67 kann jedoch die Eingangskupplung auf Schlupfbetrieb umgestellt oder gelöst werden.

Die Fig. 3 zeigt den Zustand beim Umschalten vom Traktionsbetrieb in Richtung vorwärts auf den hydrodynamischen Bremsbetrieb während der Vorwärtsfahrt. Der Bremsbefehl ist dadurch erteilt worden, daß der Wendeschieber 58 aus der Stellung V in die Stellung R umgesteuert worden ist. Hierdurch wird im Wendegetriebe 40 die Kupplung 43 gelöst und statt dessen die Bremse 47 eingerückt. Während sich der Hydraulikzylinder der Bremse 47 aus der Leitung 51, 55, 56 und über die Leitung 81 aus dem Speicher 84 mit Druckmittel füllt, sinkt der Druck in den Leitungen 81, 83 (übrigens auch in der Leitung 55) beträchtlich ab, so daß das Steuerventil 63 durch die Kraft seiner Feder in die

Ruhelage umgesteuert wird. Dadurch wird die Eingangskupplung 20 gelöst und gleichzeitig die Leitung 86, 88 unter Druck gesetzt, so daß das Steuerventil 74 nunmehr in seine in der Zeichnung linke Stellung gelangt. Dies bewirkt eine Entlastung der Leitung 73 und somit ein Einstellen des Druckventils 64 auf den gegenüber zuvor niedrigeren Bremsdruckbereich.

Unmittelbar danach stellt sich der in Fig. 4 dargestellte Zustand ein; bei dem hydrodynamisch gebremst wird. Im Wendegetriebe ist inzwischen die Bremse 47 wenigstens angenähert voll eingerückt; in den Leitungen 55, 56 und 81 hat sich wieder ein Druck aufgebaut. Ferner hat sich der Speicher 84 wieder gefüllt; dies hat einen verzögerten Druckaufbau in der Leitung 83 verursacht, so daß das Steuerventil 63 wieder seine in der Zeichnung linke Stellung einnimmt. Somit kann die Eingangskupplung 20 wieder mit Druckmittel beaufschlagt werden, während die Steuerleitung 86 wieder entlastet ist. Inzwischen dreht sich jedoch die Wandlerturbinenwelle 39 in der gegenüber dem Traktionsbetrieb umgekehrten Drehrichtung, so daß die Meßpumpe 75 in den Leitungen 77, 88 Druck erzeugt und die in der Zeichnung linke Stellung des Steuerventils 74 aufrechterhält. Somit bleiben die Steuerleitung 73 entlastet und das Druckventil 64 in dem niedrigen Bremsdruckbereich, so daß die Eingangskupplung 20 mit Schlupf arbeitet. Die Höhe des Schlupfes kann man durch Verstellen des Anschlages 71 (durch Verdrehen der Schraube 70) auf beliebige Werte einstellen. Je kleiner der Schlupf in der Eingangskupplung ist, um so höher ist (bei gleichbleibender Motordrehzahl) die Drehzahl des Wandlerpumpenrades 31 und somit das vom Turbinenrad 37 aufgenommene hydrodynamische Bremsmoment. Durch ein Niederdrücken des Kupplungspedals 67 kann der Schlupf der Eingangskupplung 20 erhöht und damit das erzeugte Bremsmoment verringert werden. Kurz vor Erreichen des Stillstandes verschwindet der Druck in der Leitung 77, 88, so daß das Steuerventil 74 wieder seine Ruhelage einnimmt und das Druckventil 64 wieder in den Traktionsdruckbereich übergeht. Das vom Wandler erzeugte Moment bleibt mit dem Erreichen des Stillstandes in voller Höhe erhalten, so daß das Fahrzeug unverzüglich in Fahrtrichtung »rückwärts« wieder anfahren kann.

Die Fig. 5 zeigt ein anderes Ausführungsbeispiel der Erfindung; darin sind die mit der Ausführung nach Fig. 1 übereinstimmenden Teile mit den gleichen Bezugszeichen versehen. Ein erster Unterschied gegenüber der Fig. 1 besteht darin, daß zwischen der Eingangskupplung 20 und dem Wandlerpumpenrad 31 ein die Eingangsleistung auf zwei Zweige verteilendes Differentialgetriebe 26 vorgesehen ist. Dessen Hohlrad ist mit dem Sekundärteil 25 der Eingangskupplung 20 verbunden und das Sonnenrad mit dem Wandlerpumpenrad 31, während der Planetenträger mit einer durch den Wandler hindurchgeführten Welle 27 verbunden ist, die zugleich die Eingangswelle des Wendegetriebes 40 bildet. Die hohle Turbinenradwelle 38 ist über ein Vorgelege 28 mit einem Freilauf 29 mit der Eingangswelle 27 des Wendegetriebes 40 verbunden. Es ist somit in Form des Wandlers 30 ein hydrodynamischer Kraftübertragungsweig und in Form der zentralen Welle 27 ein rein mechanischer Kraftübertragungsweig vorhanden; beide Zweige sind auf der Eingangsseite des Wendegetriebes 40 wieder zusammengeführt. In einem unteren Abtriebsdrehzahlbereich werden beide Zweige zur Kraftübertragung herangezogen, während in einem oberen Abtriebsdrehzahlbereich

durch Festsetzen des Wandlerpumpenrades 31 mittels der »Pumpenbremse« (Ringkolben 36 im Kernring 35) die Kraftübertragung allein über den mechanischen Zweig stattfindet. Das Einschalten der »Pumpenbremse« erfolgt über Leitungen 90, 91 und ein Steuerventil 92, welches drehzahlabhängig durch einen Fliehkraftschalter 93 umsteuerbar ist. Hierbei muß der Druck auf dem Ringkolben 36 höher sein als im Wandlerarbeitsraum 32; daher ist der Druck in der Wandlerfülleleitung 53 durch ein Druckbegrenzungsventil 48 auf einen bestimmten Wert begrenzt. Die hier beschriebene Leistungsverzweigung kann selbstverständlich auch schon bei dem Fahrzeugantrieb gemäß Fig. 1 bis 4 vorgesehen werden.

Ein weiterer wesentlicher Unterschied gegenüber der Bauweise nach Fig. 1 bis 4 besteht darin, daß eine Regeleinrichtung zum wenigstens angenäherten Konstanthalten des hydrodynamischen Bremsmomentes vorgesehen ist. Im wesentlichen wird diese Regeleinrichtung durch ein weiteres Druckventil 94 gebildet, das nach dem Druckventil 64 in die zur Eingangskupplung 20 führende Druckmittelleitung eingebaut ist. Der Ausgang des Druckventils 64, zugleich Eingang des Druckventils 94, ist nunmehr mit 62a bezeichnet. Über Steuerleitungen 95, 96 und über ein Steuerventil 98 wird die eine Stirnfläche des Ventilkolbens 94 von dem im Wandlerarbeitsraum 32 auf der Austrittsseite des Pumpenrades 31 herrschenden Druck beaufschlagt. Dieser Druck wird nachfolgend kurz »Wandlerdruck« genannt. Da auf der Eintrittsseite des Wandlerpumpenrades 31 der im Wandlerarbeitsraum herrschende Druck durch ein Druckbegrenzungsventil 48 konstant gehalten wird, bildet der Druck in der Leitung 95, 96 ein genaues Maß für die vom Wandlerpumpenrad 31 in der Wandlerarbeitsflüssigkeit erzeugte Druckdifferenz und mit hinreichender Genauigkeit auch ein Maß für das vom Turbinenrad 37 aufgenommene hydrodynamische Bremsmoment.

Die gegenüberliegende Stirnseite des Ventilkörpers 94 wird durch den Druck in der Leitung 62a beaufschlagt. Dieser bildet als Ausgangsdruck des Druckventils 64 ein Maß für das gewünschte Bremsmoment; denn wie in Fig. 1 wird der Ausgangsdruck des Druckventils 64 bestimmt durch die Kräfte der Federn 65 und 66 und diese durch die Stellung des Kupplungspedals 67 bzw. durch die Stellung des Anschlages 71.

Das Ersetzen des Hilfszylinders 69 mit dem Kolben 68 gemäß Fig. 1 durch den Ventilkolben 98 gemäß Fig. 5 bedeutet lediglich, daß der Kolben 98 zusätzlich noch die Funktion hat, die Verbindung zwischen den Leitungen 95 und 96 zu steuern. Somit ist der Wandlerdruck in der Leitung 96 stets dann vorhanden, wenn in der Leitung 73, wie in den Fig. 3 und 4, also beim Umschalten auf den Bremsbetrieb und während des Bremsbetriebes, kein Druck vorhanden ist. Sofern also der Wandlerdruck in der Leitung 96 vorhanden ist, wird er durch den Ventilkolben 94 als Meßgröße (Regelgröße) laufend mit dem die Führungsgröße (Sollwert) darstellenden Druck in der Leitung 97 verglichen. Eine Feder 99 dient lediglich als Ausgleichsfeder.

Im Beharrungszustand sind die Federkraft 99 und die durch die Drücke in den Leitungen 96 und 97 am Ventilkolben 94 wirkenden Kräfte im Gleichgewicht. Kommt es zu einer Abweichung des Bremsmomentes von dem gewünschten Wert (verursacht z. B. durch eine Änderung der Motordrehzahl), so verursacht die hieraus

resultierende Änderung des Druckes in der Leitung 96 eine Veränderung des Druckes in der Leitung 62 und somit des Schlupfes in der Eingangskupplung 20, und zwar im Sinne einer Wiederableichung des Bremsmomentes an den gewünschten Wert (Sollwert). Dieser Sollwert kann durch Verstellen des Anschlages 71 mittels der Schraube 70 auf beliebige Werte eingestellt und darüber hinaus während des Bremsbetriebes durch das Kupplungspedal 67 verstellt werden. Für den Fall, daß beim Umschalten auf den hydrodynamischen Bremsbetrieb die »Pumpenbremse« 35, 36 angezogen ist, muß diese sofort gelöst werden. Zu diesem Zweck ist die Leitung 90 mit der Leitung 73 verknüpft, so daß beim Umschalten auf den hydrodynamischen Bremsbetrieb beide Leitungen 73 und 90 gleichzeitig entlastet werden.

Bei der Verwendung des beschriebenen Fahrzeugaantriebes in Hubstaplern, mit denen häufig bei sehr kleiner Fahrgeschwindigkeit zentimetergenau an einen bestimmten Punkt herangefahren werden muß, ist es erforderlich, daß die Eingangskupplung 20 auch beim Traktionsbetrieb mit Schlupf betrieben werden kann. Diese Fahrweise wird im allgemeinen mit »Inchen« bezeichnet. Es ist bekannt (DT-PS 21 32 144), beim Inchen das vom Fahrzeugaantrieb abgegebene Drehmoment durch eine Regeleinrichtung konstant zu halten. Fig. 6 zeigt eine besonders einfache Anordnung, durch die die zuvor beschriebene Regeleinrichtung 94 sowohl zum Regeln des Bremsmomentes beim hydrodynamischen Bremsbetrieb als auch zum Regeln des abgegebenen Drehmomentes beim Inchen benutzt werden kann. Hierzu zweigt von der vom Wandler 30 kommenden Steuerleitung 95, 95a (die Funktion des hier eingebauten Ventils 105 wird weiter unten erläutert) eine das Ventil 98 umgehende Zweigleitung 100, 101 ab, in die ein zusätzliches Steuerventil 102 eingebaut ist. Die Leitung 101 und eine vom Ventil 98 kommende Leitung 96a münden beide in ein Doppelschlagventil 103, an dessen Ausgang sich die Steuerleitung 96 anschließt. Das Steuerventil 102 ist durch das Kupplungspedal 67 umsteuerbar. Ist das Kupplungspedal 67 entlastet, d. h. befindet es sich in der höchsten Stellung (wie in Fig. 5 dargestellt), so ist die Zweigleitung 100, 101 unterbrochen. Wird das Kupplungspedal 67 niedergedrückt, so gelangt der Wandlerdruck über die Leitungen 95a, 100, 101 und 96 auf die in der Zeichnung rechte Kolbenstirnfläche des Druckventils 94. Zugleich wirkt nunmehr die vorgespannte Feder 65a auf den Ventilkolben 64, so daß durch unterschiedliche weites Niederdrücken des Pedals 67 der gewünschte Sollwert für das abgegebene Drehmoment (durch Variieren des Druckes in den Leitungen 62a und 97) eingestellt werden kann.

Es wurde schon erwähnt, daß durch ein Niederdrücken des Kupplungspedals 67 das erzeugte Bremsmoment verringert werden kann. Statt dessen ist es bei manchen Fahrzeugen (z. B. bei Hubstaplern) erwünscht, in der häufig schon gewohnten Weise das Bremsmoment durch Betätigen des Gaspedals zu beeinflussen, und zwar derart, daß ein Niederdrücken des Gaspedals eine Erhöhung des Bremsmomentes bewirkt. Es ist möglich zu diesem Zweck den Anschlag 71 mit dem Gaspedal zu koppeln, so daß die Stellung des Anschlages 71 durch das Gaspedal veränderbar ist. Als zweckmäßiger hat es sich jedoch erwiesen, zur Beeinflussung des Bremsmomentes durch das Gaspedal in die Steuerleitung 95, 95a das schon erwähnte Ventil 105 einzubauen. Dieses ist ein sogenanntes Druckgefälle-Ventil, d. h. es vermindert den Wandlerdruck in

Leitung 95 um einen mittels der Feder 106 einstellbaren Betrag auf den Druck in der Leitung 95a.

Es gibt zwei verschiedene Möglichkeiten, mit Hilfe des Ventils 105 das Bremsmoment zu beeinflussen. Bei der einen Methode wird die Vorspannung der Feder 106 durch das Gaspedal verstellt, wobei eine Erhöhung der Federvorspannung eine zunehmende Verminderung des Druckes in der Leitung 95a, 96a, 96 bewirkt und somit eine Erhöhung des Druckes in der Leitung 62. Dies hat eine Erhöhung der Drehzahl des Wandlerpumpenrades 31 und somit des erzeugten Bremsmomentes zur Folge.

Bei der anderen Methode wird die Vorspannung der Feder 106 und damit das Druckgefälle von Leitung 95 nach Leitung 95a, 96a, 96 lediglich von Hand auf einen bestimmten Wert eingestellt. Hierbei kann man durch Einstellen eines verhältnismäßig hohen Druckgefälles im Ventil 105 und gleichzeitig durch Einstellen einer verhältnismäßig niedrigen Vorspannung der Feder 66 des Druckventils 64 (durch Verstellen des Anschlages 71) dafür sorgen, daß die beim Regelvorgang am Ventilkolben 94 einander das Gleichgewicht haltenden Druckkräfte ebenfalls verhältnismäßig niedrig sind und der Regelvorgang somit in einem Bereich hoher Schlupfwerte in der Eingangskupplung 20 stattfindet. Unter dieser Voraussetzung kann erreicht werden, daß durch ein Verringern der Motordrehzahl unter einen bestimmten Grenzwert die Wandlerpumpendrehzahl und damit die Drücke in den Leitungen 95 sowie 95a, 96a, 96 so weit absinken, daß das Druckventil 94 völlig geöffnet ist (ungedrosselter Durchgang); hierdurch ist somit der Regelkreis unterbrochen; denn das Druckventil 94 ist außer Funktion. Es stellt sich nunmehr eine Pumpendrehzahl ein, die zum einen abhängig ist vom statischen Druck in der Leitung 62a, 62, zum anderen aber auch vom dynamischen Druck infolge der Zentrifugalkraft, die im Hydraulikzylinder 23 der Eingangskupplung 20 auf das Druckmittel wirkt. Bekanntlich ist diese Zentrifugalkraft abhängig von der Motordrehzahl. Somit kann durch Herbeiführen des vorbeschriebenen Betriebszustandes (Unterbrechen des Regelkreises) und durch ein Verändern der Motordrehzahl im Bereich unterhalb des genannten Grenzwertes (mittels des Gaspedals) die Wandlerpumpendrehzahl und damit das hydrodynamische Bremsmoment beeinflusst werden. Erst wenn die Motordrehzahl den genannten Grenzwert wieder übersteigt, wird das Druckventil 94 wieder in seine Regelstellung gebracht, so daß die Pumpendrehzahl und damit wenigstens angenähert auch das Bremsmoment wieder konstant gehalten werden.

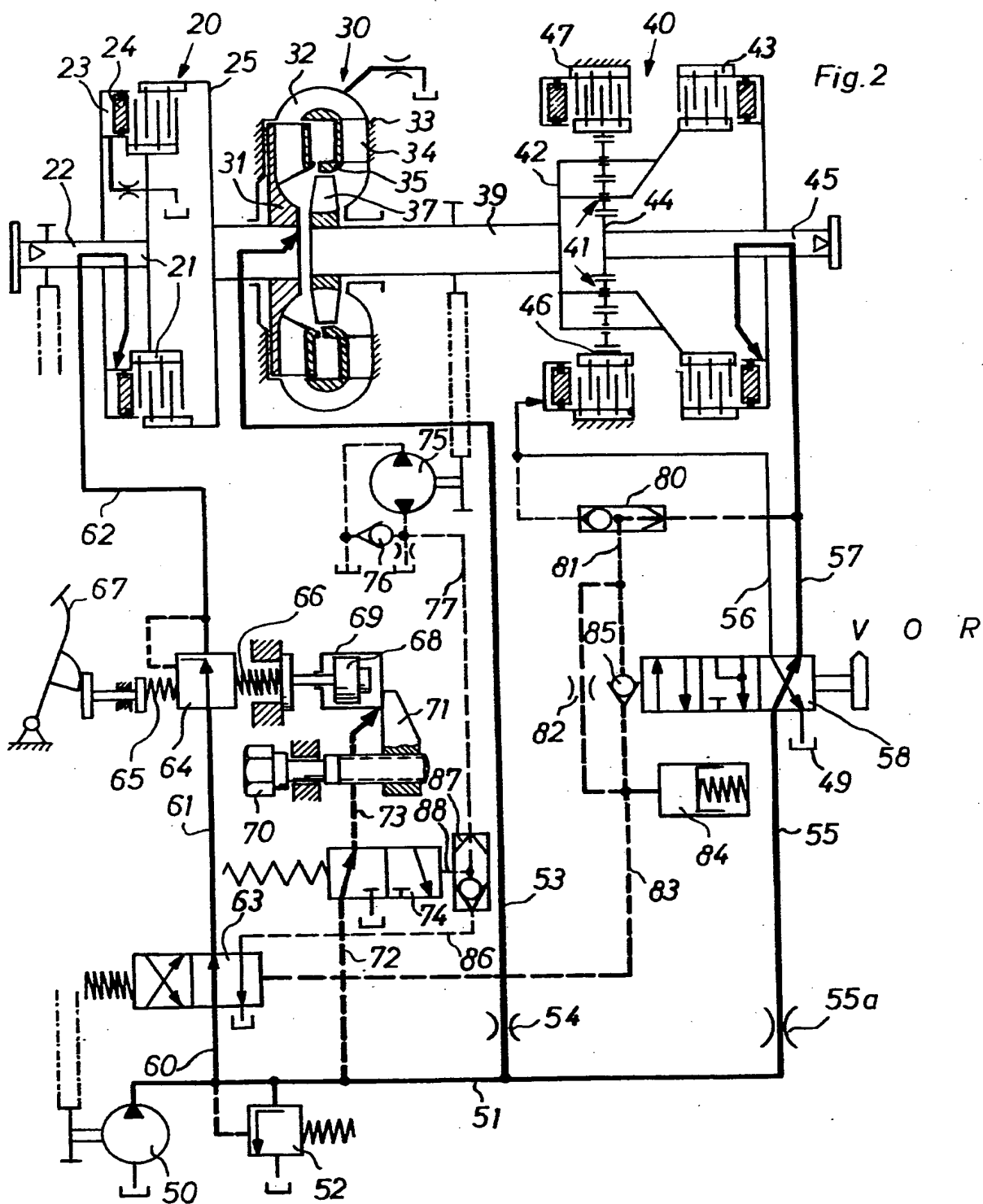
Durch die Fig. 7 und 8 ist die Arbeitsweise des Druckventils 64 verdeutlicht. Im Ruhezustand (Fig. 7) ist der Ventilkolben 64 durch die Feder 66 in seiner in der Zeichnung linken Endlage gehalten. Hierbei stehen die Leitungen 61 und 62a ungedrosselt miteinander in Verbindung. Wird durch die Leitung 61 Druckmittel zugeführt, so gelangt dies unmittelbar auch in die Leitung 62a und in die Steuerleitung 62b. Über diese wird die in der Zeichnung linke Kolbenfläche 64c mit Druck beaufschlagt, so daß der Ventilkolben 64 entgegen der Federkraft 66 nach rechts in die Steuerlage (Fig. 8) verschoben wird. Wie man sieht, ist die Verbindung zwischen den Leitungen 61 und 62a nunmehr durch die Steuerkanten 64a und 64b gedrosselt, und zwar derart, daß zwischen der Federkraft 66 und der durch den Flüssigkeitsdruck auf die linke Kolbenstirnfläche 64c ausgeübten Kraft Gleichgewicht herrscht. Das Druckventil 94 arbeitet in

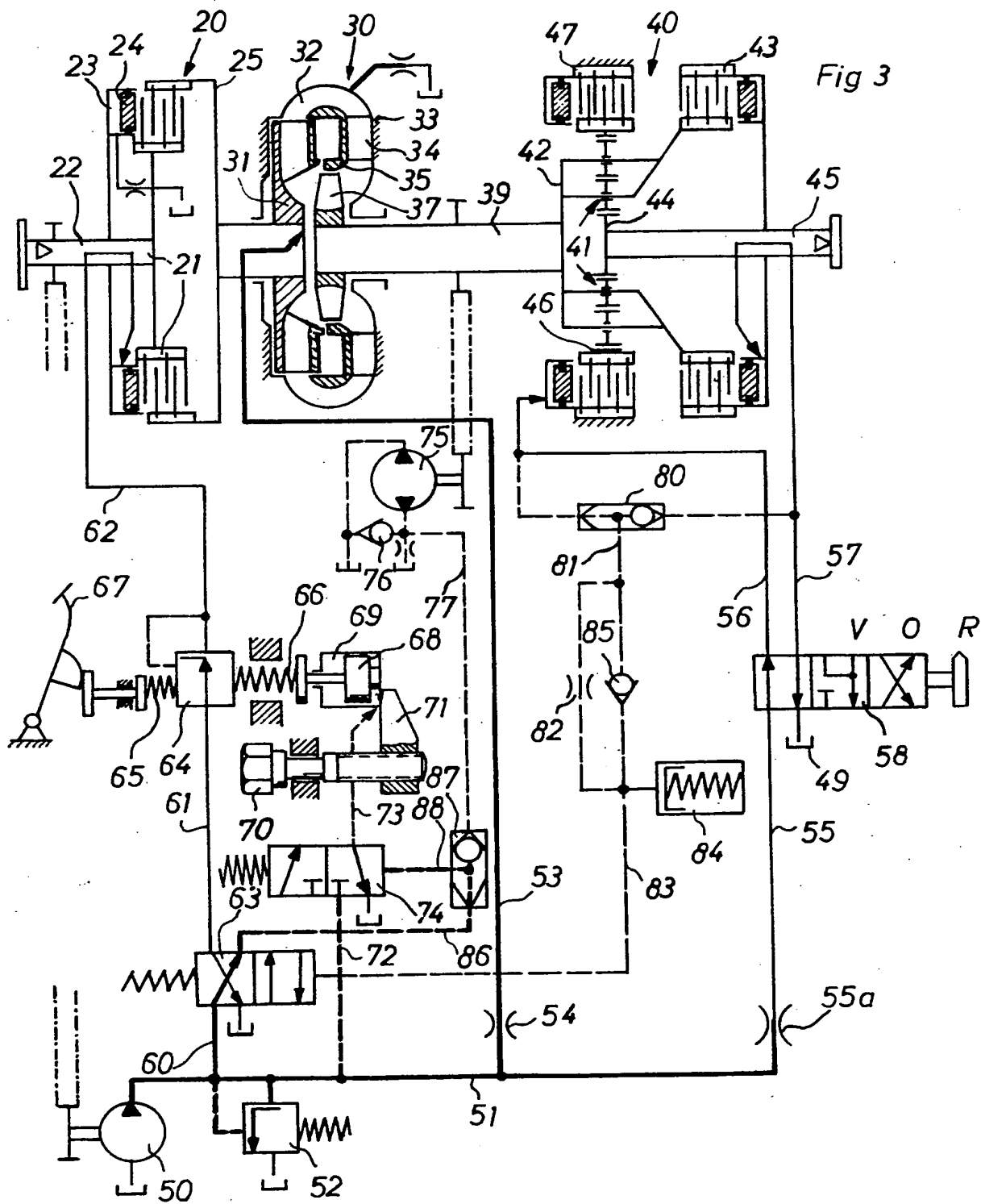
ähnlicher Weise. Nur wird hier die von der Feder 99 beaufschlagte Kolbenstirnfläche zusätzlich noch mit dem Druck in der Steuerleitung 96 beaufschlagt und die gegenüberliegende Kolbenstirnfläche nicht mit dem Ausgangs-, sondern mit dem Eingangsdruck (Leitung 5 62a, 97).

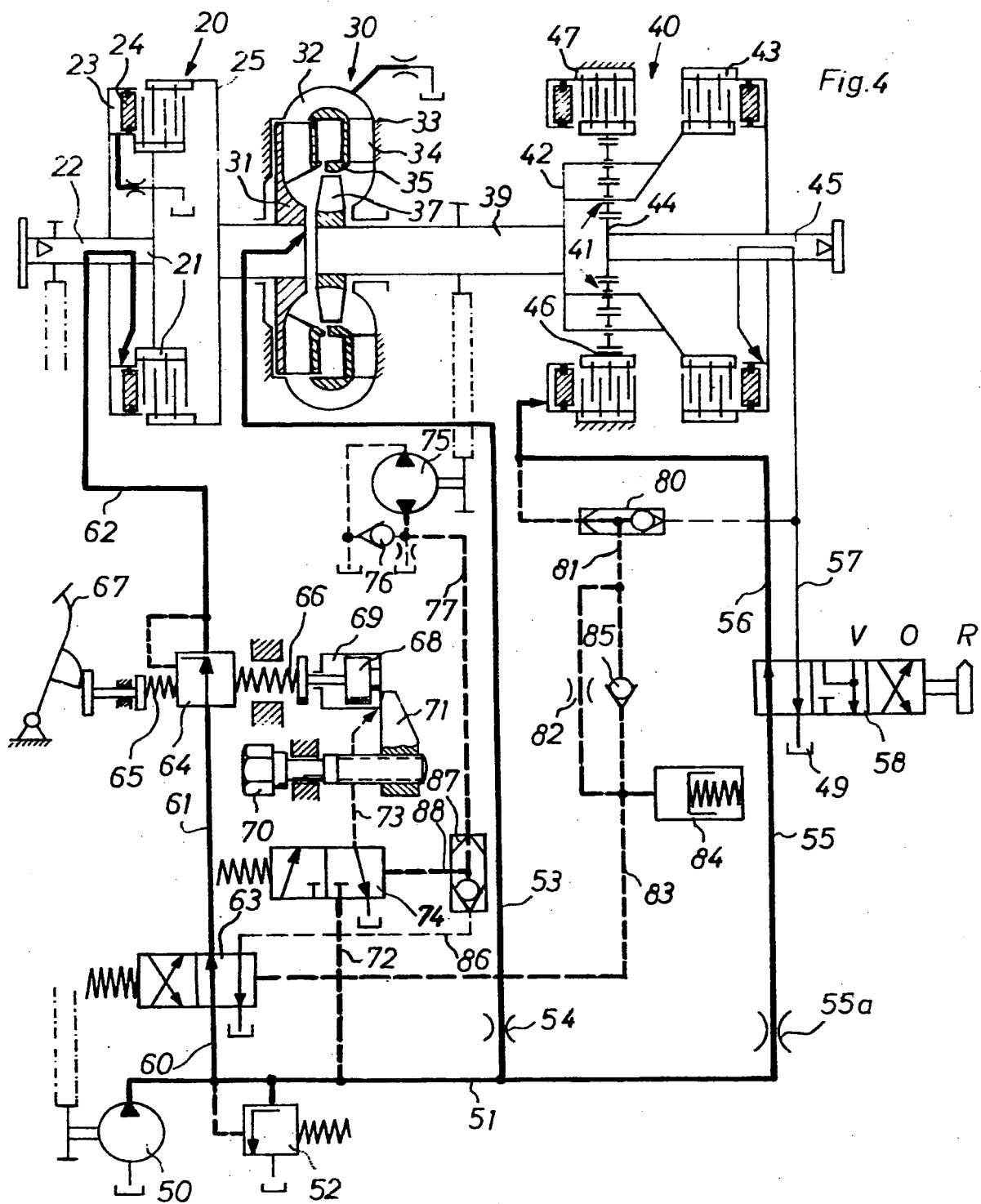
---

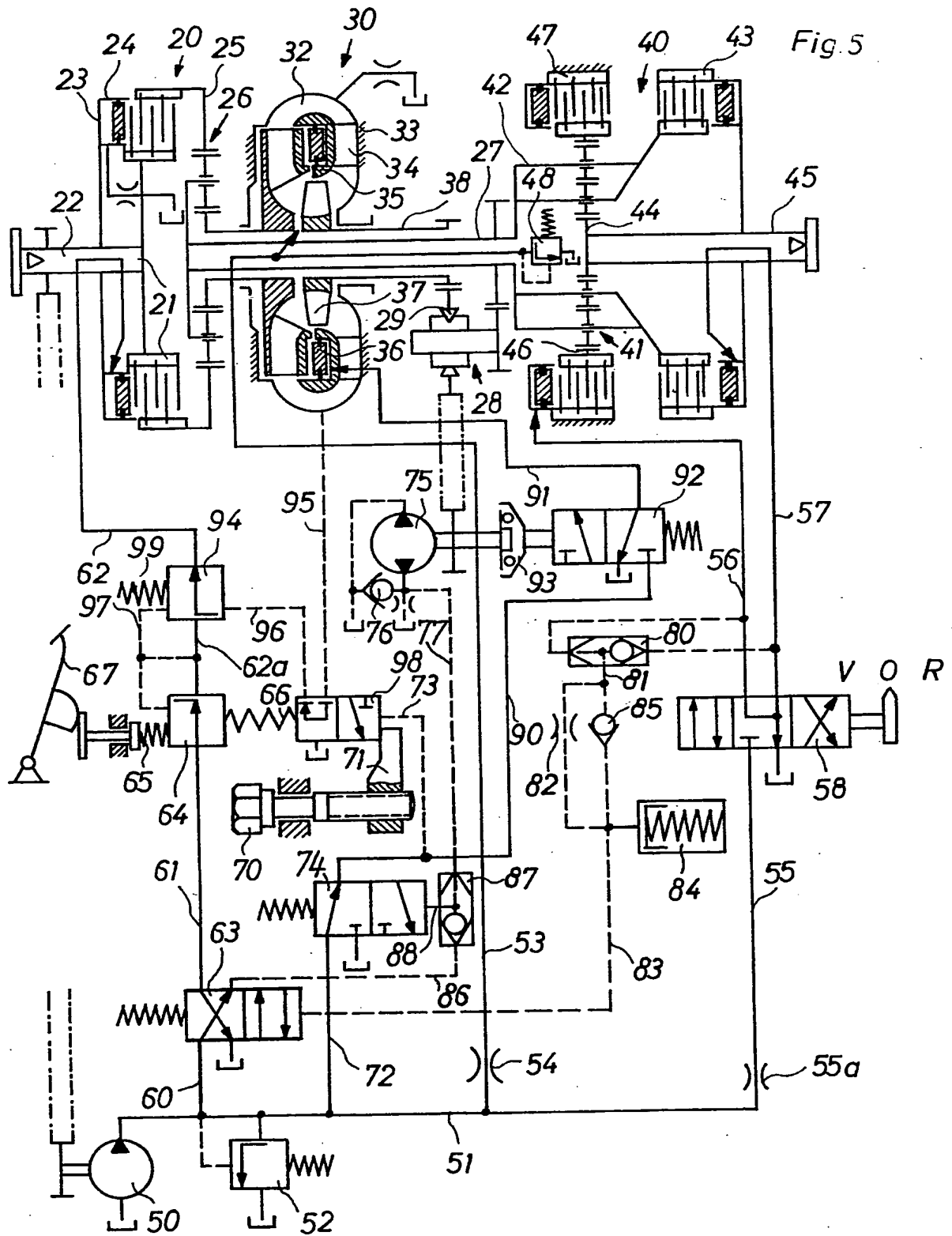
Hierzu 6 Blatt Zeichnungen

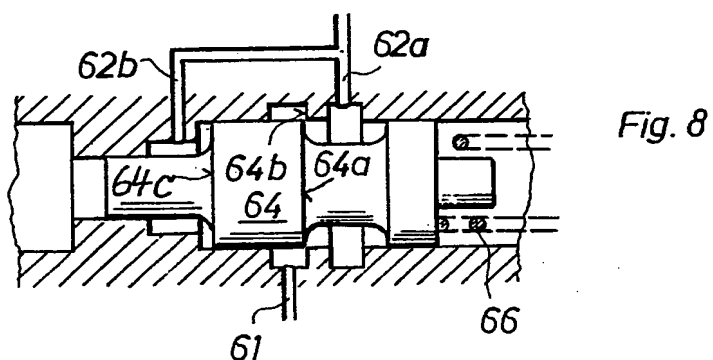
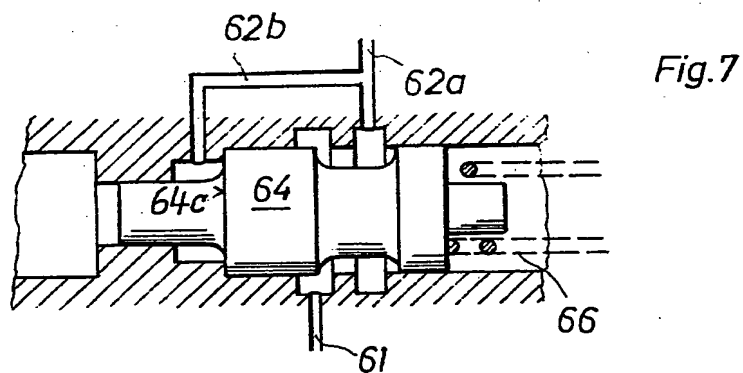
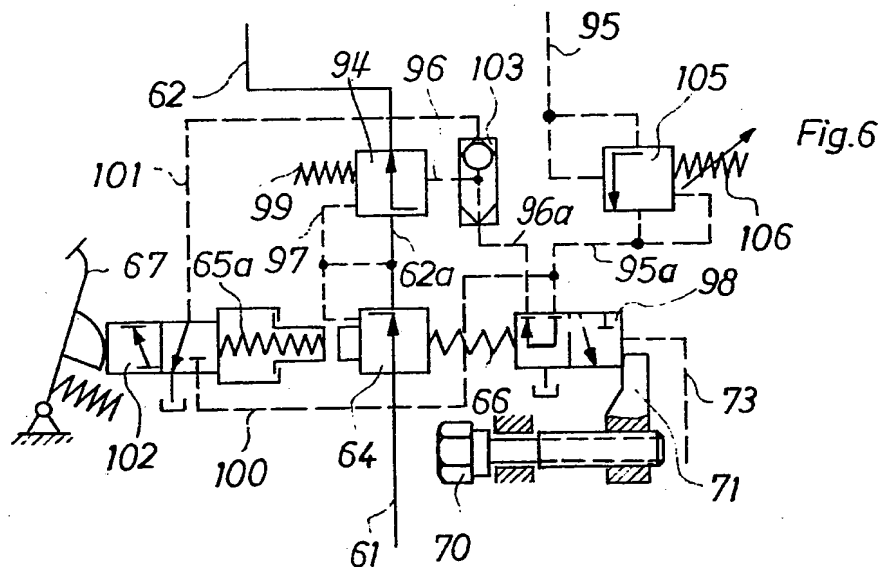
---

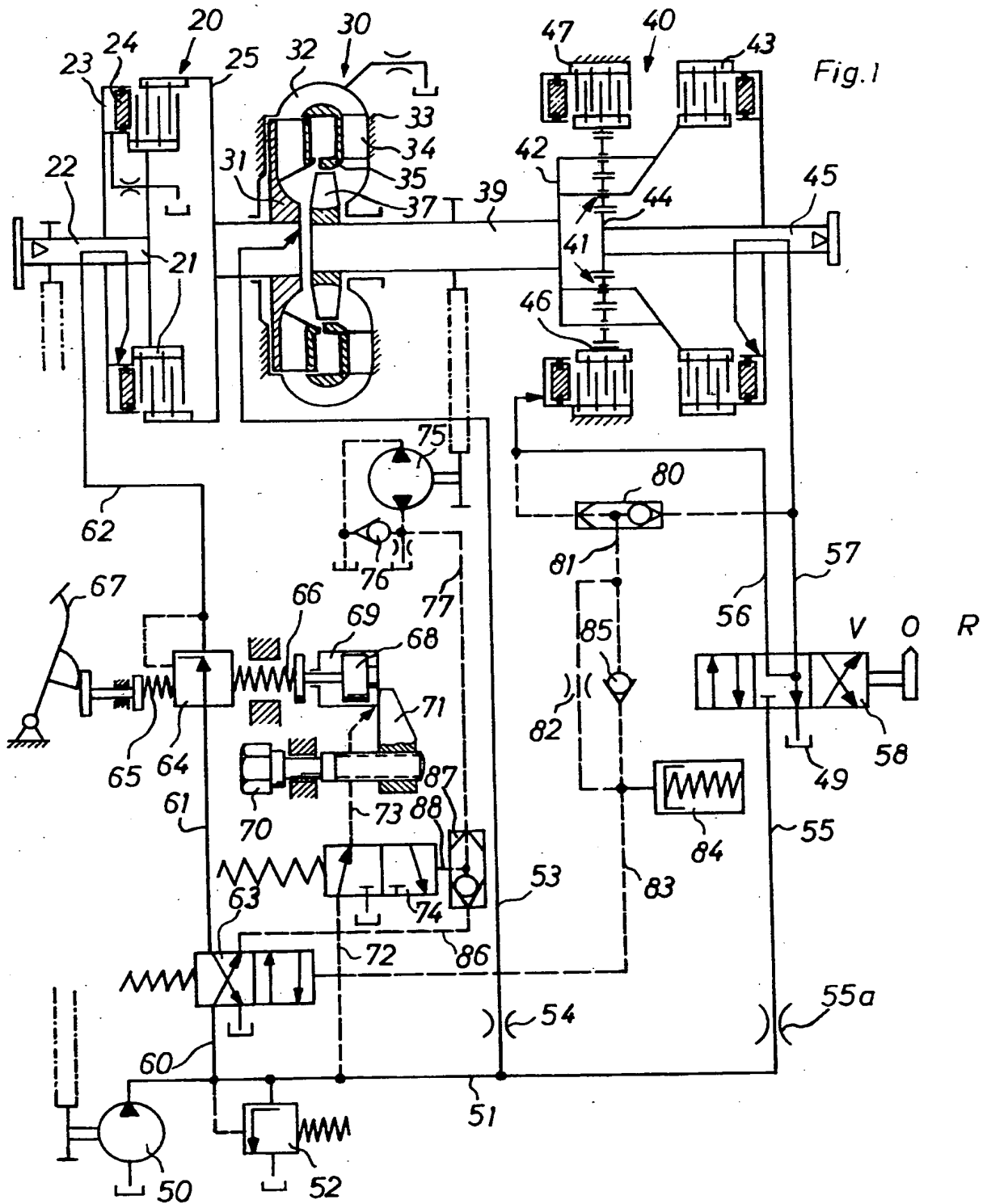












**THIS PAGE BLANK (USPTO)**